

某低速柴油机活塞冷却油管装配抗脱松力分析

王奎¹, 朱麟汉², 崔俊峰¹, 邹赛¹

(1. 中船动力研究院有限公司, 上海 201206; 2. 沪东重机有限公司, 上海 200129)

摘要: 某型船用低速柴油机活塞冷却油管在运行中发生脱落。为了研究不同装配尺寸对冷却油管装配抗脱松力的影响规律, 采用有限元方法研究冷却油管与连接法兰过盈接触面接触压力分布情况, 并通过与理论计算值的对比分析验证了有限元结果的合理性。然后通过理论计算得到装配尺寸对冷却油管抗脱松力的影响规律, 从而指导活塞冷却油管与法兰面装配过盈量的合理设置。

关键词: 低速柴油机; 活塞冷却油管; 过盈装配; 抗脱松力

中图分类号: TK422⁺.1 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2019)02-0042-04

Anti-loosening Force Analysis of the Assembly of the Piston Cooling Pipe for a Low Speed Diesel Engine

Wang Kui¹, Zhu Linhan², Cui Junfeng¹, Zou Sai¹

(1. China Shipbuilding Power Engineering Institute Co., Ltd., Shanghai 201206;

2. Hudong Heavy Machinery Co., Ltd., Shanghai 200129)

Abstract: The piston cooling pipe of a marine low-speed diesel engine fell off during the operation of a diesel engine. To study the influence rules of different assembly dimensions on the anti-loosening force of cooling pipes, the contact pressure distribution of the interference interface between the cooling pipe and the connecting flange was studied by using the finite element method, and the rationality of the finite element calculation results was verified by comparing with the theoretical calculation results. Then the influence of assembly parameters on the anti-loosening force of cooling pipe was studied by theoretical calculation, which provided reference for the setting of the assembly interference value of the piston cooling pipe and the flange surface.

Key words: low speed diesel engine; piston cooling pipe; interference assembly; anti-loosening force

0 引言

船用低速柴油机在运行过程中, 燃油燃烧产生大量热量传递到活塞表面, 对活塞产生很大的热冲击, 如活塞冷却不足, 会造成缸套-活塞环接触副温度升高, 工作条件恶化, 致使缸套、活塞等部件使用寿命降低, 零部件消耗率上升, 柴油机使用成本提高。

大缸径低速柴油机活塞多采用流动冷却液进行冷却, 低温冷却液流经活塞内部带走大量热量, 然

后再经其他通道流出活塞, 通过循环冷却作用, 保证活塞的温度不致过高。低温冷却液经冷却油管进入活塞, 冷却油管通过法兰固定在活塞上, 随活塞上下运动。柴油机制造工艺中多采用过盈的方式对关键零部件进行连接^[1-2]。为保证冷却油管不会从法兰中脱落, 冷却油管与法兰之间也采用过盈的方式进行装配。根据设计参数确定过盈装配面的过盈量, 如过盈量设置不合理会导致严重的事故。如图1所示, 某型船用低速柴油机由于活塞冷却油管与法兰面之间过盈量设置不合理, 导致在运行过程中

冷却油管脱落，引发事故。



图 1 活塞冷却管脱落实物

本文结合工程实例，分析不同过盈量下冷却油管与法兰装配的抗脱松力；对比分析有限元计算过盈装配面的接触压力情况与理论计算值的异同；并研究不同配合尺寸对冷却油管抗脱松力的影响规律。

1 冷却管过盈装配有限元计算

1.1 接触压力计算

活塞冷却油管与连接法兰装配的实体模型如图 2 所示。活塞冷却油管通过冷套的方式过盈装配在连接法兰内。

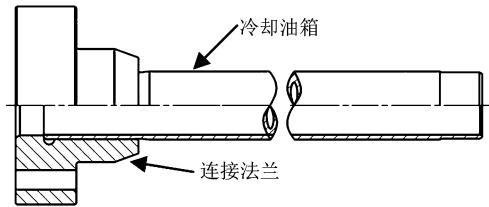


图 2 活塞冷却油管实体模型

根据图纸和相关技术文件，活塞冷却油管与连接法兰均采用 20#钢，材料属性如表 1。

表 1 材料属性

材料属性	冷却油管 (20#)
密度 / (t · mm ⁻³)	7.85E-9
弹性模量 E/MPa	210 000
泊松比 ν	0.3
屈服强度 $R_{p0.2}$ /MPa	245
抗拉强度 R_m /MPa	410

有限元计算中将连接法兰的四个螺栓孔作固定约束。对于过盈配合面，有限元计算中多采用定义非线性接触关系，并设置相应的过盈量值^[3]。同样冷却油管与连接法兰过盈面设置为非线性接触，并定义相应的过盈量，来模拟冷却油管的过盈装配过程。有限元模型见图 3 所示。

根据冷却油管与法兰的装配模型，研究在线弹性范围内冷却油管与连接法兰接触面的接触压力分布规律。

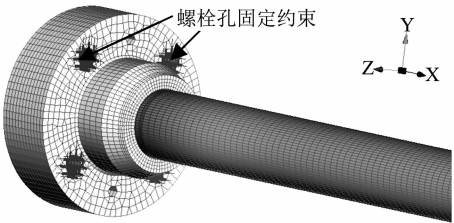


图 3 有限元模型

计算过程中分析不同过盈量下过盈配合面的接触压力分布情况。其中：过盈量为 0.073 mm 时，冷却油管接触面的接触压力分布趋势如图 4 所示。为了研究接触压力的分布规律，定义局部坐标：接触面的边缘定义为坐标原点，X 轴为冷却油管轴线方向。

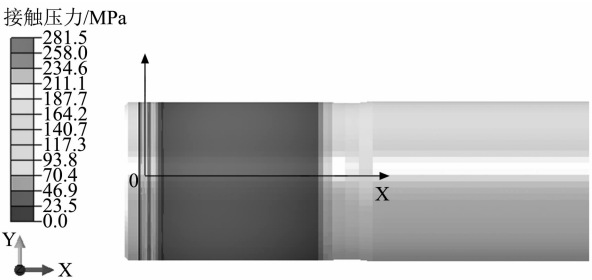


图 4 过盈量为 0.073 mm 时冷却油管接触面的接触压力

不同过盈量下冷却油管外表面接触压力分布值如图 5 所示。由图可见：冷却油管与法兰紧配面两侧边缘应力集中，产生较大接触压力；接触面的中间区域接触压力值基本相同。

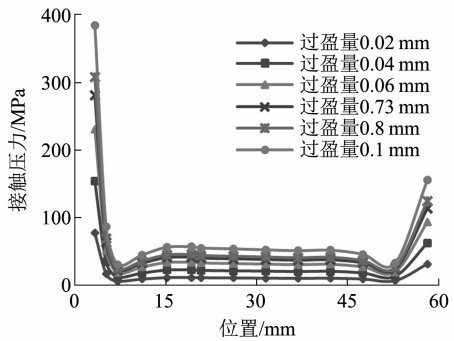


图 5 冷却油管外表面接触压力散点图

1.2 抗脱松力计算

根据图 4 中坐标示意，假设过盈接触面的有效结合长度为 l_f ，过盈配合面的结合直径为 d_f ，装配面静摩擦系数为 μ ，在横坐标 x ($0 \leq x \leq l_f$) 处的接触压力值为 $P(x)$ ，则抗脱松力 F 为：

$$F = \int_0^{l_f} \mu d_f \pi P(x) dx \quad (1)$$

通过观察图 5 中不同位置处的接触压力值，可知：去除紧配面两侧的边缘处应力集中作用，中间区域可以用平均接触压力值代替。用 $P_{\text{平均}}$ 替代公

式(1)中的 $P(x)$,冷却油管抗脱松力计算可以简化为:

$$F = \mu d_f \pi P_{\text{平均}} l_f \quad (2)$$

式中: μ 、 d_f 和 l_f 均为常值,因此可知:抗脱松力与过盈接触面平均接触压力呈线性增长关系。

有限元计算得到的接触压力平均值如图6所示。其中过盈量为0.02 mm时,平均接触压力约为9.83 MPa;过盈量为0.1 mm时,平均接触压力约为49.87 MPa。从图中还可以看出:随着有效过盈量的增大,平均接触压力基本呈线性增长趋势。

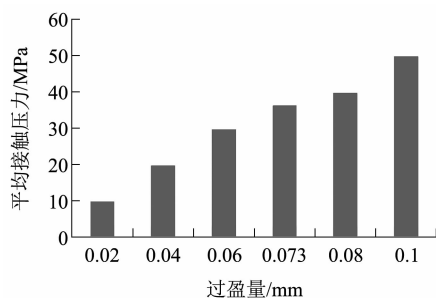


图6 有限元计算接触压力平均值

本例中,冷却油管与连接法兰过盈装配的有效结合长度 l_f 为57.5 mm,过盈接触面结合直径 d_f 为47.5 mm,过盈接触面的静摩擦系数 μ 取0.15。代入公式(2),则抗脱松力公式可简化为:

$$F = 1\,286.4 P_{\text{平均}} \quad (3)$$

2 抗脱松力理论校核

轴套过盈配合的简化模型如图7所示,包含空心轴和轴套两部分。图中 l_f 为轴套过盈接触面的有效结合长度, d_a 为轴套外径, d_f 为轴套过盈配合的结合直径, d_i 为空心轴的内径。轴套的厚度与半径在同一数量级,可以将轴套与轴简化为厚壁圆筒^[4-5],基于厚壁圆筒理论计算轴套过盈配合接触压力。

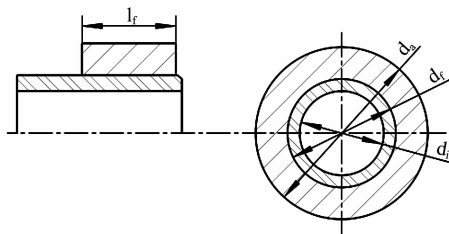


图7 轴套过盈配合简化模型

过盈配合接触压力计算公式:

$$P_{\text{平均}} = \frac{\varepsilon}{\frac{d_f c_a}{E_a} + \frac{d_f c_i}{E_i}} \quad (4)$$

式中: ε 为有效过盈量, c_a 为轴套的刚度系数, c_i

为轴的刚度系数, E_a 为轴套的弹性模量, E_i 为轴的弹性模量。

轴套和轴的刚度系数计算公式如下:

$$c_a = u_a + \frac{1 + \left(\frac{d_f}{d_a}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_f}{d_a}\right)^2} \quad (5)$$

$$c_i = \frac{1 + \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^2} - u_i \quad (6)$$

式中: u_a 为轴套的泊松比, u_i 为轴的泊松比, d_i 为被连接件的内径。

将相关参数代入公式(4)计算出不同过盈量下的表面接触压力值。有限元计算结果与理论计算结果对比如图8所示。从图中可以看出:接触压力值与有效过盈量呈线性增长关系;在有效装配过盈量0.02~0.1 mm范围内,有限元计算结果与理论计算结果基本一致,误差值在2%以内。

分别将理论计算和有限元计算的平均接触压力值代入公式(3),计算出相应的抗脱松力,见图8。由公式(3)可知,抗脱松力与平均接触压力呈线性关系。由图8可以看出:抗脱松力的计算结果和有限元计算结果基本一致,两者误差在2%以内。因此可以通过理论计算的方法分析过盈装配尺寸对抗脱松力的影响规律。

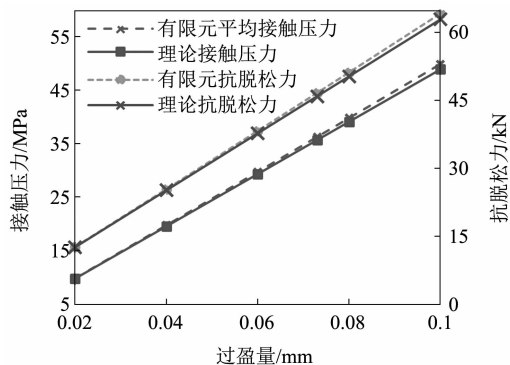


图8 理论计算与有限元计算结果对比

3 装配尺寸对抗脱松力的影响

根据图7轴套过盈配合的简化模型可知:影响过盈接触压力和冷却油管抗脱松力大小的主要参数包括:轴套过盈接触面的有效结合长度 l_f 、轴套外径 d_a 、轴套过盈配合的结合直径 d_f 、冷却油管的内径 d_i 和有效过盈量 ε 。显然,有效结合长度和有效过盈量与抗脱松力大小呈线性增长关系。

本文采用单一变量法研究冷却油管与法兰装配

尺寸中过盈配合的结合直径、冷却油管内径和法兰包容区域的外径对抗脱松力的影响规律。

3.1 结合直径对抗脱松力的影响

在冷却油管与法兰配合面过盈量为 0.041 mm 的情况下,保持冷却油管内径 (41.1 mm) 和法兰包容区域的外径 (80 mm) 不变;此时,结合直径 d_i 变化范围为: $41.1 \text{ mm} < d_i < 80 \text{ mm}$ 。

根据公式 (4) 和公式 (3) 计算出结合直径在 41.1 ~ 80 mm 范围内,抗脱松力的变化规律如图 9 所示。从图中可以看出:在 41.1 ~ 57 mm 范围内,抗脱松力随结合直径的增大基本呈抛物线增长;在 57 ~ 80 mm 范围内,抗脱松力随结合直径的增大基本呈抛物线降低;在结合直径为 57 mm 处,抗脱松力出现极大值。

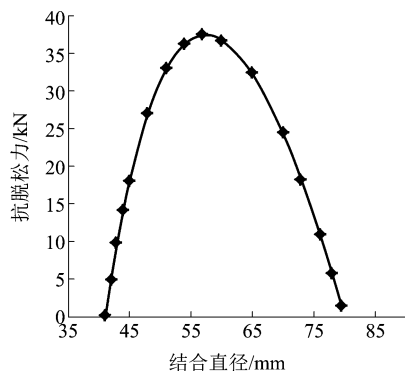


图9 脱松力与结合直径的关系

3.2 冷却油管内径对抗脱松力的影响

在冷却油管与法兰配合面过盈量为 0.041 mm 的情况下,保持结合直径 (47.5 mm) 和法兰包容区域的外径 (80 mm) 不变;此时,冷却油管内径 d_i 的变化范围为: $d_i < 47.5 \text{ mm}$ 。

根据公式 (4) 和公式 (3) 计算出冷却油管内径小于 47.5 mm 范围内,抗脱松力的变化规律如图 10 所示。从图中可以看出:抗脱松力随冷却油管内径增大基本呈抛物线降低的趋势。

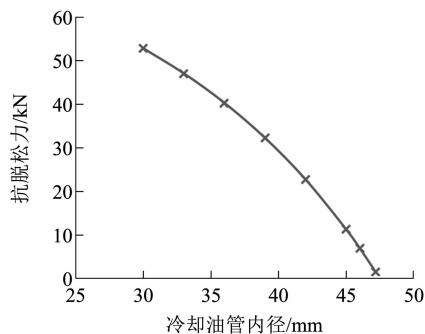


图10 脱松力与冷却油管内径的关系

3.3 包容件外径对抗脱松力的影响

在冷却油管与法兰配合面过盈量为 0.041 mm 的情况下,保持结合直径 (47.5 mm) 和冷却油管的内径 (41.1 mm) 不变;此时法兰包容区域外径 d_a 变化范围为: $d_a > 47.5 \text{ mm}$ 。

根据公式 (4) 和公式 (3) 计算出法兰包容区域的外径大于 47.5 mm 范围内,抗脱松力的变化规律如图 11 所示。从图中可以看出:抗脱松力随包容件外径的增大基本呈抛物线增长的趋势。

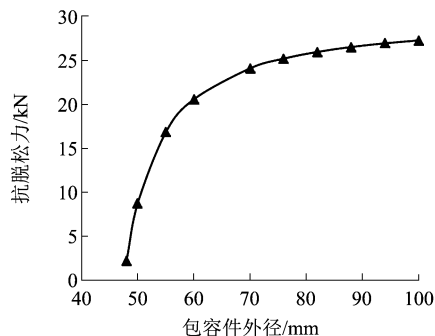


图11 抗脱松力与包容件外径的关系

4 结论

通过以上计算分析可以得到如下结论:

- (1) 有限元计算能够更加真实地反映冷却油管与连接法兰过盈装配面接触压力的分布规律,有限元计算对理论计算起到了很好的补充作用。
- (2) 过盈配合面的结构尺寸影响接触压力的分布。
- (3) 可以通过改变冷却油管装配尺寸调整抗脱松力的大小。

参考文献

- [1] 王奎,刘利军,宋雅丽.某低速柴油机曲轴齿轮过盈装配分析[J].柴油机,2016,38(2):29-33.
- [2] 张艳岗,苏铁熊,王连宏,等.结构参数对柴油机正时齿轮-曲轴间过盈量的影响机理研究[J].煤矿机械,2013,34(9):65-67.
- [3] 刘长虹,陈亮,林妹妹,等.基于Abaqus的过盈装配有限元分析[J].计算机辅助工程,2013,22(z2):304-306.
- [4] 董洁.轮轴过盈配合面的有限元分析[D].成都:西南交通大学,2010.
- [5] 王奎,屠丹红,王雁冰.轴套过盈装配面接触压力研究[C].达索系统2016 SIMULIA中国区用户大会论文集,2016.